

## Japanese Examined Utility Model Publication No. H03-13587

(Partial Translation from column 12, line 27 to column 14, line 24)

5 Next, switching of the communication of each piston internal chamber 8 relative to the connection ports 11, 12 in the variable displacement type fluid pressure machine according to the embodiment will be described.

10 Here, now it is assumed that the fluid pressure machine is operated as the pump, and the fluid outlet/inlet port 2 and the connection port 11 serve as the low pressure side, and the fluid outlet/inlet port 3 and the connection port 12 serve as the high pressure side. Then, when the rotatable shaft 5 is rotated along with the torque plate 6 by, for example, the motor (not shown) in the direction of the arrow X, the cylinder block 9 is synchronously driven to rotate in the direction of the arrow X by the fluid pressure and the rotation of the connecting rod 22. At this time, due to the tilt of the axis L, each corresponding piston 10, which is placed in the first area I, is  
15 progressively pulled outward from the corresponding cylinder bore 7 upon the rotation while each corresponding piston 10, which is placed in the second area II, is progressively pushed into the corresponding cylinder bore 7 upon the rotation. Thus, the volume of each corresponding piston chamber 8, which is passing the first area I and is communicated with the low pressure connection port 11, is progressively increased. At the same time, the volume of each corresponding piston chamber 8, which is passing the second area II and is communicated with the other high pressure connection port 12, is progressively reduced. Due to the above volume changes, the working fluid is drawn through the one outlet/inlet (low pressure) port 2 while the working fluid is discharged from the other outlet/inlet (high pressure) port 3, thereby, implementing the pump function.  
20  
25

At the time of shifting the communication of each piston internal chamber 8 relative to the connection ports 11, 12, the rotational drive mechanism 36 is operated. Thereby, the port block 26 is rotated together with the connection ports 11, 12, which are opened in the valve surface 13 of the port block 26, and is placed in the displaced position, which is displaced by the corresponding angle that corresponds to the fluid pressure of the high pressure working fluid discharged by the pump (this rotational angle is indicated by  $\alpha$  in FIG. 3). Thus, the switching timing of the communication of each piston internal chamber 8 between the connection ports  
30

11, 12 is slightly delayed by the above displacement angle in the rotational direction X. However, when the connection ports 11, 12 are rotated and displaced in the above described manner, the opening end of the high pressure connection port 12 and the opening end of the low pressure connection port 11 emerge at the further spaced point, which is spaced from the neutral position thereof relative to the respective piston internal chambers 8, which are communicated with the corresponding one of working fluid passages 25, 26 opened to the valve surface 13. That is, at the time of shifting the communication state of each piston internal chamber 8 from the high pressure connection port 12 to the low pressure connection port 11, the piston internal chamber 8 is communicated to the low pressure connection port 11 after the transition state where the volume thereof is temporarily slightly increased to temporarily reduce the pressure while being closed with the land 29. In contrast, when the communication state is shifted from the low pressure connection port 11 to the high pressure connection port 12, the piston internal chamber 8 is communicated to the high pressure connection port 12 after the transition state where the volume thereof is temporarily slightly reduced to temporarily increase the pressure while being closed with the land 30. That is, when the working fluid in each piston chamber 8 is instantaneously sealed by the land 29, 30 between the connection port 11 and the connection port 12, the sealed pressure is actively changed through the compression of the working fluid according to the degree of the compression of the working fluid, and thereby the sudden pressure change does not occur at the time of shifting the piston internal chamber 8 to either one of the connection port 11, 12. As a result, the smooth pressure change is guaranteed. Since the smooth connection port switching is achieved, it is possible to appropriately alleviate generation of the vibration and the noise, which are otherwise caused by the rapid pressure change. In the connection port switch mechanism, along with the port block 26, the amount of the rotational displacement of the connection port 11 and the amount of the rotational displacement of the connection port 12 are increased and decreased in proportional to the working fluid pressure of the machine. Thus, the most appropriate amount of the rotational displacement of the connection port 11 and the most appropriate amount of the rotational displacement of the connection port 12 for alleviating the abrupt pressure change can be always provided without deteriorating the pump characteristics in response to the pressure difference between the

connection port 11 and the connection port 12.

The above description was made for the pump operational state of the machine. However, the same advantages can be achieved in the case of motor operational state of the machine. That is, similar to the above description, in the 5 motor operational state, the connection port 11 on the right side of FIG. 3 is communicated with the low pressure port, and the connection port 12 on the left side of FIG. 3 is communicated with the high pressure port. Then, the rotatable shaft 5 is rotated by the fluid pressure in the direction opposite from the direction of the arrow X. In this way, each volume increase side piston chamber 8 and each volume 10 decreasing side piston chamber 8 are reversed relative to those of the pump operational state of the machine. At the time of shifting the communication state of each piston internal chamber 8 from the high pressure connection port 12 to the low pressure connection port 11, the piston internal chamber 8 is communicated to the low pressure connection port 11 after the transition state where the volume thereof is 15 temporarily slightly increased to temporarily reduce the pressure while being closed with the land 30. In contrast, when the communication state is shifted from the low pressure connection port 11 to the high pressure connection port 12, the piston internal chamber 8 is communicated to the high pressure connection port 12 after the transition state where the volume thereof is temporarily slightly reduced to 20 temporarily increase the pressure while being closed with the land 29.

# 引用文献 /

⑨日本国特許庁 (JP)

⑪実用新案出願公告

## ⑫実用新案公報 (Y2)

平3-13587

⑬Int.Cl.<sup>5</sup>

F 04 B 1/20  
F 03 C 1/08

識別記号

庁内整理番号

7613-3H  
7532-3H

⑭公告

平成3年(1991)3月27日

(全11頁)

⑬考案の名称 ピストン形液圧機関の接続ポート切換機構

⑭実願 昭60-2571

⑮公開 昭61-118973

⑯出願 昭60(1985)1月10日

⑰昭61(1986)7月26日

⑭考案者 中川一成 京都府京都市右京区西院追分町25番地 株式会社島津製作所五条工場内

⑭考案者 川末繁雄 京都府京都市中京区西ノ京桑原町1番地 株式会社島津製作所三条工場内

⑭出願人 株式会社島津製作所 京都府京都市中京区西ノ京桑原町1番地

⑭代理人 弁理士 赤澤一博

審査官 佐伯義文

⑬参考文献 特開 昭50-118304 (JP, A) 特開 昭58-65979 (JP, A)

1

### ⑦実用新案登録請求の範囲

流入出ポートを有するハウジング内で、ピストンをスライド自在に嵌合し該ピストンで封鎖されるピストン内室を形成する軸心方向のシリンダボアを周方向で複数個等角間隔に有するシリンダブロックを回転可能に配設し、このシリンダブロックの回転につれて前記ピストンを往復動させ前記ピストン内室の容積を増減するように構成する一方、前記ハウジング内のシリンダブロック一端側と対向するバルブ面に、前記流入出ポートとそれぞれ連通し狭巾のランドを挟んで略半円弧状に開口される一対の接続ポートを設けておき、前記シリンダブロックの周方向に配置された前記ピストン内室が容積を増しつつあるとき該ピストン内室を前記接続ポートの一方に連通させ前記ピストン内室が容積を減少しつつあるとき該ピストン内室を前記接続ポートの他方に連通させるようにしたピストン形液圧機関の接続ポート切換機構において、前記接続ポートをハウジングと別体の円盤状のポートブロック内に設け、かつ該ポートブロックをハウジングの内面に回転可能に添接するとともに、このポートブロックに前記液圧機関に流入出される高圧作動液の圧力に比例してポートブロックを所定の方向に回転変位させる回転駆動機

2

構を付設したものにし、この回転駆動機構を、前記ポートブロックの外周に設けたピニオン歯と、このピニオン歯に噛合するラック歯を有するラックスプールと、このラックスプールを液圧機関の高圧作動液の圧力をを利用してポートブロックの接線方向に移動させる液圧シリンダとを具備してなるものにしたことを特徴とするピストン形液圧機関の接続ポート切換機構。

### 考案の詳細な説明

#### 【産業上の利用分野】

本考案は、アキシャルピストン形液圧機関のハウジング内に内蔵される接続ポート切換機構に関するものである。

#### 【従来の技術】

主として油圧機器分野で使用されるポンプまたはモータには、大きく分けるとギヤ形、ペーン形およびピストン形のものがあるが、最近では、前二者に代えてピストン形ポンプ／モータが好んで使用される傾向にある。これは、ピストン形ポンプ／モータが、高効率である上にそのサイズを無段階に変化させることができ、しかも、高圧用に適しているという長所を有しているためである。

ところで、この種ポンプ／モータ特にアキシャルピストン形のポンプ／モータでは、例えば斜軸

形のものについてみると、流入出ポートを有するハウジング内で、回転軸上に一体回転可能に設けたトルクプレートと、ピストンをスライド自在に嵌合しこのピストンで封鎖されるピストン内室を形成する軸心方向のシリンダボアを周方向で複数個等角間隔に有するシリンダブロックとを互いに交叉する軸心まわりに各回転可能に配設するとともに、前記各ピストンの外方端を傾斜して対面するトルクプレートに枢結した構成を具備している。つまり、前記シリンダブロックを前記トルクプレートと同期して回転させると、その回転につれて各ピストンがトルクプレートとの間のストローク変化で前記シリンダボア内を突没し、このピストンの往復動で前記ピストン内室の容積がその回転位相に相応して周期的に増減されるものとなる。そして、シリンダブロックの周方向に配置される各ピストン内室に対し、前記回転軸の回転駆動下にディストリビュータ機構を介し容積を増加する側に低圧ポートから作動液を供給し容積を減少する側から作動液を高圧ポートに吐出せることによりすればポンプ機能が発揮されることになるし、また反対に容積を増加する側を高圧ポートに連通し容積を減少する側を低圧ポートに連通して各ピストン内室を通し高圧ポート側から高圧の作動液を導通するようにすれば前記回転軸が出力軸として回転するモータ機能が発揮されることになる。また、斜盤形の場合では、そのシリンダブロックを回転軸上に一体回転可能に設けるようにし前記ピストンをハウジング内に配設されるスワッシュプレートに枢支せるようにする点などで前記斜盤形のものと相違しているが、この種のものでもそのシリンダブロックの回転につれてピストンを往復動し、これに伴なうピストン内室の周期的な容積変化でポンプまたはモータ機能を営ませるようとする点では共通している。

〔考案が解決しようとする問題点〕

しかし、この種のアキシャルピストン形液圧機関においては、ポンプ／モータ機能を有效地に発揮させるために、シリンダブロックの周方向に配置したシリンダボア内で周期的に容積を増減する各ピストン内室を、前述のように接続ポート切換（ディストリビュータ）機構を介して所定のタイミングで切り換えつつハウジングに設けられる流入出（高低圧）ポートに連通させるようにしなければならない。従来、この接続ポート切換機構には、一般に第6図に示す如き機構のものが利用されている。すなわち、ハウジングH内においてシリンダブロックSの一端側aと対向するバルブ面bに、図示していない流入出（高低圧）ポートとそれぞれ連通し狭巾のランド1, 1を挟んで略半円弧状（マユ形）に開口される一対の接続ポートcp, cpを設けておき、シリンダブロックSの回転（図示矢印r）下に、前記ピストン内室icが容積を増加しつつあるとき該ピストン内室icを前記接続ポートcpの一方に連通させ前記ピストン内室icが容積を減少しつつあるときは該ピストン内室icを前記接続ポートcpの他方に連通させる構成を具備してなる。詳言すれば、通常図示例のようにシリンダブロックSの一端側aに前記ピストン内室icを開口させ該ピストン内室icを開口するシリンダブロックSの一端側aを直接ハウジングHのバルブ面bに摺合させるようにしているとともに、バルブ面bには各ピストン内室icの位置と対応する円周上に接続ポートcp, cpを開口し、しかもこれらの接続ポートcp, cpを、一方がピストン内室icの容積を増していく側の回転位相に当る略半周域に、他方がピストン内室icの容積を減じていく側の回転位相に当る略半周域にそれぞれ形成しておき、かつ両者の間の中立位置（前記ピストンがその上下死点に到達する位置）に対応させて前記ランド1, 1を設けるようにしている。

ところが、このような構成からなる接続ポート切換機構を具備したピストン形液圧機関における問題点として、運転時の振動や騒音の発生が大きいことが挙げられる。そして、この不都合な現象は、ポンプ／モータの作動圧が上昇するにつれて顕著となる傾向を示すことが知られている。かかる振動、騒音の発生原因については、本考案者らの考察によると、液圧機関に流通させるオイル等の作動液の圧縮性の影響が大きいものと推測される。すなわち、この種液圧機関に利用される作動液は通常非圧縮性流体とみなして取り扱われるのであるが、実際には若干の圧縮性を有しており、この性質のために、前記各ピストン内室がハウジングのバルブ面でランドを挟む一方の接続ポートから他方の接続ポートに連通状態を切り換えるさいにおいて、該ピストン内室の圧力がその急激な圧力変化に対して円滑に追従できないことが主因

と考えられる。

このような不具合に対処するために、例えば、特開昭50-118304号公報に示すように、ポートブロックのポート端部に湾曲辺を有した回転摺動体を設けておき、この回転摺動体を回転させて前記湾曲辺の向きを変化させることによって、半円弧状の接続ポートの開口縁の位置を変更し得るようにしたものがある。すなわち、接続ポートの形状を機械的に変更することによって、いわゆる予圧縮角及び予膨脹角を変化させて振動や騒音を低減させようとしたものがある。また、他の先行技術として、特開昭58-65879号公報に示されるように、接続ポート間に形成されたランドに複数の排圧口を回転方向に間隔をあけて開口させておき、それらの排圧口を作動圧に応じて選択的に接続ポートに連通させることによって、予圧縮角及び予膨脹角を段階的に変化させ得るようにしたものも開発されている。

ところが、これらのものは、ポートブロックのバルブ面に、対をなす接続ポートのみならず、前記回転摺動体の先端面や、前記排圧口群が表出することになるので、該バルブ面に摺接する部材の摩耗が激しくなり、シール性を長期に亘って維持するのが難しいという問題がある。

本考案は、バルブ面におけるシール性の早期低下を招くことなしに、前述したような振動や騒音を簡単かつ確実に低減させることを目的としている。

#### 〔問題点を解決するための手段〕

本考案は、このような目的を達成するために、簡単な機構を用いてポートブロック全体を回転させることによって、ピストンが上下死点に達する中立位置（不動）に対するランドの位置を回転方向に変位させることができるようにし、それによって、予圧縮角及び予膨脹角を変化させた場合に準じた作用を営ませることができるようとしたことを特徴とする。

すなわち、本考案に係るピストン形液圧機関の接続ポート切換機構は、流入出ポートを有するハウジング内で、ピストンをスライド自在に嵌合し該ピストンで封鎖されるピストン内室を形成する軸心方向のシリンダボアを周方向で複数個等角間隔に有するシリンダブロックを回転可能に配設し、このシリンダブロックの回転につれて前記ビ

ストンを往復動させ前記ピストン内室の容積を増減するように構成する一方、前記ハウジング内のシリンダブロック一端側と対向するバルブ面に、前記流入出ポートとそれぞれ連通し狭巾のランドを挟んで略半円弧状に開口される一対の接続ポートを設けておき、前記シリンダブロックの周方向に配置された前記ピストン内室が容積を増加しつつあるとき該ピストン内室を前記接続ポートの一方に連通させ前記ピストン内室が容積を減少しつつあるとき該ピストン内室を前記接続ポートの他方に連通させるようにしたピストン形液圧機関の接続ポート切換機構において、前記接続ポートをハウジングと別体の円盤状のポートブロック内に設け、かつ該ポートブロックをハウジングの内面に回転可能に添接するとともに、このポートブロックに前記液圧機関に流入出される高圧作動液の圧力に比例してポートブロックを所定の方向に回転変位させる回転駆動機構を付設したものにし、この回転駆動機構を、前記ポートブロックの外周に設けたビニオン歯と、このビニオン歯に噛合するラック歯を有するラックスプールと、このラックスプールを液圧機関の高圧作動液の圧力を利用してポートブロックの接線方向に移動させる液圧シリンダとを具備してなるものにしたことを特徴としている。

#### 〔作用〕

このような構成の接続ポート切換機構を具備したものであれば、その回転駆動機構により、ハウジング内のバルブ面に開口される一対の接続ポートをこれを内有するポートブロックと一緒に回転変位させることができ、しかもその変位量を液圧機関に流入出される高圧作動液の圧力に比例して増加させができるから、シリンダブロックに配置された各ピストン内室が接続ポートの一方から他方に連通状態を切り換わるさいの作動液の圧縮性が及ぼす悪影響を、その圧力（作動液の圧縮度合）に応じ、ピストン内室の接続ポートに対する切換りのタイミングを若干遅らせる調整により的確に解消することが可能になる。より具体的には、例えこの種液圧機関をポンプとして使用する場合において、ポートブロックをシリンダブロックの回転方向に回動させそのバルブ面に開口する一対の接続ポートを全体的にこの方向にずらせる回転変位を与えるようにすれば、回転するビ

ピストン内室に対し、その高圧接続ポート、低圧接続ポート共に中立位置からより遠方で開口端が現われるものとなる。つまり、このようにすれば各ピストン内室は高圧側から低圧側に移行するときでは、ランドで封閉された状態の下にやや容積を増し圧力が下る段階を経て低圧接続ポートに連通されることになり、逆に低圧側から高圧側に移行するときでは、同じくランドで封閉された状態の下にやや容積を減じ圧力が上る段階を経て高圧接続ポートに連通されることになるのであって、いずれの場合も急激な圧力変化を起さずに接続ポートと連通状態を切り変わることができ、これにより振動や騒音の発生を効果的に抑制することができるものとなる。

ピストン内室Pが低圧側の接続ポートQからランドRを通過して高圧側の接続ポートTに達するまでの作動を第4図及び第5図を参照して説明すれば、次のようにある。まず、高圧側の接続ポートTの作動圧が比較的低い場合には、例えば、第4図に示す位置にポートプロックUを保持しておく。この場合には、ピストン内室Pが低圧側の接続ポートQとの連通を断たれてランドRにより閉塞された瞬間の位置qから中立位置Nに達するまでの領域Aでは、そのピストン内室Pの容積は回転に伴つて若干ではあるが増大する。そして、ピストン内室Pが中立位置Nから高圧側の接続ポートTに連通する直前の位置tまでの領域Bでは、そのピストン内室Pの容積は回転に伴つて若干ではあるが減少する。図示例の場合には、前記両領域A、B間に大きな差がないため、ピストン内室Pが極端に昇圧されない状態で高圧側の接続ポートTに連通することになる。一方、高圧側の接続ポートT内の作動液の圧力が上昇した状態では、ポートプロックU全体を第5図に示すように回転方向に変位させる。そうすると、ランドRに閉止された状態でピストン内室Pの容積が増大する領域Aに対して、同容積が減少する領域Bの割合が大きくなるため、ピストン内室Pは、昇圧された状態で高圧側の接続ポートTに連通することになる。したがつて、ポートプロックUを高圧作動液の圧力に比例して回転制御すれば、ピストン内室Pが、常に圧力差の小さい状態で高圧側の接続ポートTに連通することになり、圧力の急変に伴う振動や騒音の発生を抑制することが可能となる。

ピストン内室が高圧側の接続ポートから低圧側の接続ポートに移行する場合にも、同様な原理により差圧の発生が緩和される。

なお、このポートプロックは、液圧シリンダの力をラックスプールを通してその外周に設けたピニオン歯に伝達するようにしているため、外周以外の部位に複雑な機構を介して力を伝達することによりポートプロックを回転させる場合に比べて小さな力で作動させることができる。そのため、以上説明したポートプロックの回転制御を確実に行わせることが可能となる。

#### 〔実施例〕

以下、本考案の一実施例を図面を参照して説明する。

第1図乃至第3図は、近時本考案者らが提案している新形の斜軸形ピストンポンプ／モータ、とりわけその種の容量可変形のものに、本考案を適用するようにした場合の一例を示している。

このポンプ／モータの全体構成について概説すると、まず機関本体部の構成は、フロントカバー1aにリヤカバー1bを蓋着してなり、リヤカバー1b側に流入出ポート2、3を有したハウジング（ケーシング）1と、このハウジング1に軸受4a、4bを介して支持された入出力用の回転軸5と、この回転軸5の内方端に一体回転可能に設けられたトルクプレート6と、このトルクプレート6の回転中心Mと交わる傾斜軸心L回りに回転可能に設けられ（図ではしがMに一致する中立状態を示す）、前記傾斜軸心Lに平行な複数のシリンドラボア7を前記トルクプレート6に向けて開口させたシリンドラプロック9と、このシリンドラプロック9の各シリンドラボア7にスライド自在に嵌合されるとともにその外方端で一体に設けた球面端部10aを前記トルクプレート6に設けた球面凹部6bに枢支させた複数のピストン10と、前記ハウジング1の流入出ポート2、3と前記各シリンドラボア7内とを接続するための接続ポート11、12を有してなるバルブ面13とを具備してなつてある。そして、この場合前記シリンドラプロック9の同心円周上には6個のシリンドラボア7が等角間隔に配置され、それぞれ嵌合しているピストン10の内端側に該ピストン10で封鎖されるピストン内室8を形成しており、シリンドラプロック9をトルクプレート6と同期回転させると各ビ

ストン 10 を枢支するトルクプレート 6 とのクラシク機構でピストン 10 が周期的に往復動し、これに伴ない各ピストン内室 8 はその半周の回転位相で容積を増しその反対側の回転位相で容積を減じるものとなる(第1図においては紙面の手前側と向こう側とで増減が切換る)。

また、シリンダブロック 9 の後方でハウジング 1 内に付帯される容量可変機構は、シリンダブロック 9 の反トルクプレート側に、その背面両側に形成した大径円弧面 14 A をハウジング 1 の内面に固設した環状プロツク 15 の凹面 15 a に受着させてそれ自身前記トルクプレート 6 に対して傾動可能にして傾動盤 14 を配設し、この傾動盤 14 にシリンダブロック 9 を相対回転自由にかつ一体傾動可能に摺合させるとともに、この傾動盤 14 の背面中央部に小径円弧面 14 B を形成しつつ該小径円弧面 14 B に沿つて歯形(ピニオン歯) 16 を刻設しておく一方、この傾動盤 14 の背面側に前記歯形 16 と噛合するラック 17 と、このラック 17 と螺合しその回転操作で該ラック 17 を前記歯形 16 との噛み合い状態の下に往復動させる作動軸 18 とを配置し、さらにハウジング 1 の後端上部に前記作動軸 18 を回転するステッピングモータ 19 を付設して構成されている。

なお、機関本体部においては、前記ピストン 10 の前記シリンダボア 7 に対する嵌合長さを 1mm 程度の小さな値に定めるとともに、前記回転中心 M に対する前記傾斜軸心 L の角度の範囲を 15° 以下に、好ましくは 10° 以下の範囲に設定している。また、機関本体部において、トルクプレート 6 、シリンダブロック 9 および各ピストン 10 はそれぞれ軸方向に静圧バランスをとりこれら各部材に作用する軸方向のスラスト力を釣合わせるようにしている。そして、このために前記傾動盤 14 と摺合しているシリンダブロック 9 の後端面 9 b に第 1 の圧力ポケット 20 を、前記ピストン球面端部 10 a とトルクプレート 6 の前記球面凹部 6 b との間に第 2 の圧力ポケット 21 を設け、これらポケットに作動液の一部を導入させるようにしているとともに、さらに後述するようにトルクプレート 6 の前端面 6 a が摺合されるポートプロツクのバルブ面 13 に開口される前記接続ポート 11 , 12 をそのために必要な第 3 の圧力ポケットを兼ねるようにしている。なお、その他図において

て 22 は、両端がシリンダブロック 9 と回転軸 5 に係合されて、両者の同期回転を保証している連結杆であり、23 はシリンダブロック 9 とトルクプレート 6 とをそれぞれ所定の摺合面に密着させるための付勢バネである。

一方、容量可変機構の構成について付説すれば、前記傾動盤 14 の円弧面 14 A , 14 B 並びに前記環状プロツク 15 の凹面 15 a は共に同心円弧の一部を形成しており、前記小径円弧面 14 B は、図示のように、前記トルクプレート 6 の回転中心 M と前記ピストン 10 の各球面端部 10 a の中心を結ぶ平面が交叉してつくる傾動中心 O から所定の曲率半径 R の円弧面上に形成されている。したがつて、前記ステッピングモータ 19 から回転出力でシリンダブロック 9 は前記傾動盤 14 と一緒にその傾動中心 O のまわりに傾動し、これによりこのポンプ／モータの容量が任意に可変されるものとなつている。

かかる概略構成を有する容量可変形の液圧機関において、前述のようにその位相により容積を増減するピストン内室 8 を前記ハウジング 1 に設けた流入出ポート 2 , 3 に所定のタイミングで接続を切り換えつつ連通させてポンプまたはモータ機能を営ませるために、次のような接続ポート切換機構を具備している。すなわち、この実施例では、シリンダブロック 9 の後端面 9 b と直接摺合している前記傾動盤 14 側に切換機構を設けるようになると非常な構造複雑化を招くという理由から、前記接続ポート 11 , 12 を開口する前記前記バルブ面 13 をこれと反対側の前端面 9 a と対向しているハウジング 1 のフロントカバー 1 a 側に設けるようにし、このバルブ面 13 に前記トルクプレート 6 を回転自由に摺合させているとともに、このバルブ面 13 と密着しているトルクプレート 6 の前端面 6 a に各ピストン内室 8 と連通し該前端面 6 a に開口する作動液流通路 24 , 25 を設けている。この作動液流通路は、各ピストン 10 をその軸心方向に大径孔で貫通している流通路 24 と、トルクプレート 6 をその軸心と平行に貫通する流通路 25 とからなり、しかも両者は前記ピストン球面端部 10 a が嵌まるトルクプレート 6 の前記球面凹部 6 b で会合されており、ピストン内室 8 とトルクプレート 6 の前端面 6 a に開口する流通路 25 とが常時連通状態を保ち得るよ

11

うになつてゐる。一方、ハウジング1のフロントカバー1a側に設けられるバルブ面13は、ハウジング1とは別体部材からなるポートブロック26の一端面側に形成するようにしてゐる。すなわち、ポートブロック26は所要の接続ポート11, 12とこれら接続ポート11, 12をハウジング1のリヤカバー1b側に設けている前記流入出入口ポート2, 3と連通させるための分岐・合流路27, 28等を内部に穿設した中空の環状部材からなつており、その前記一端面に接続ポート11, 12をランド29, 30を挟んで開口させ、その面をバルブ面13としている一方、これと反対側の端面をフロントカバー1a内面に回転軸5と共に設けてある環状凹溝31に嵌入して回転軸5の回転中心Mまわりに回転可能にして、該フロントカバー1a内面に添接している。そして、前記バルブ面13においては、一方の流入出入口ポート2に連通する接続ポート11は、前記トルクプレート6の回転中心Mと前記軸心Lを含む仮想分割面Nよりも第3図中右側の領域Iに存在するピストン内室8に連通するよう、また、他方の流入出入口ポート3に連通する接続ポート12は、前記仮想分割面Nよりも左側の領域IIに存在するピストン内室8に連通するようそれぞれ半円弧状に形成されている。そして、このポートブロック26の内部に設けられた接続ポート11と12は、該ブロック26内でそれぞれ前記分岐・合流路27と28と連通しているとともに、第3図に示すように、この各分岐・合流路27, 28と連通している液通路32a, 32bがハウジング1(フロントカバー1a)と接続されるその側方位置で、ハウジング1の肉厚内部に貫設されリヤカバー1b側の前記流入出入口ポート2, 3とそれぞれ連通している連絡孔34, 35に通じる液通路33a, 33bと相対摺動可能に会合されており、これにより接続ポート11, 12と前記流入出入口ポート2, 3とが1対1に対応して常時連通状態を保つようになつてゐる。

また、ハウジング1内には、前記ポートブロック26を機関に流通される圧液を利用して前記中心Mのまわりに回転変位させる回転駆動機構36を設けてゐる。この回転駆動機構36は、ポートブロック26の上部外周に位置して該ブロック26と一緒に円弧歯台部37を設けこれにピニオン

12

歯38を刻設している一方、ポートブロック26と対面する側にラック歯39を設け、該ラック歯39を前記ピニオン歯38に噛合させてポートブロック26の接線方向に移動可能に配設されるラックスプール40と、このラックスプール40を高压接続ポート12から低压接続ポート11(第3図において右方向に)に移動する液圧シリンダ41と、この液圧シリンダ41にこの液圧機関の高压作動液を導入する液圧導入路42とを具備してなるものである。すなわち、前記ラックスプール40は、フロントカバー1aを横断する方向に貫設された格納孔43, 44, 44内に摺動可能に横架されているとともに、その一端部40aが液密に嵌合している格納孔44の内部に前記液圧シリンダ41を形成し、かつ該液圧シリンダ41に前記液圧導入路42を開口連通させている一方、その他端部40bが嵌合している格納孔44の内部には該スプール40を前記液圧シリンダ41に抗して付勢するバネ45が介入されている。したがつて、スプール40は高压作動液の液圧により対向するバネ45のバネ力と拮抗しつつその圧力の大きさに比例して移動することになり、これに伴ないポートブロック26は、前記のラックピニオン機構によりスプール40の移動量に対応する角度分だけ所定の方向に回転変位されることになる。

次いで、この実施例に示す可変容積形液圧機関の各ピストン内室8に対する接続ポート11, 12の切り替わりについて説明する。

いま、この液圧機関をポンプとして作動させるものとし、既述のように流入出入口ポート2、接続ポート11を低圧側に、流入出入口ポート3、接続ポート12を高圧側にして、図外のモータ等により回転軸5をトルクプレート6と共に矢印X方向に回転駆動すると、シリンダブロック9は液圧力および前記連結杆22の伝動を介して同方向に同期回転することになる。このさい、軸心Lの傾きにより第1領域Iに存在するピストン10は回転に伴なつて逐次シリンダボア7内から突出するとともに、第2領域IIに存在するピストン14は逐次シリンダボア7内に没入することになる。そのため、低压接続ポート11に連通する前記第1領域Iを通過中のピストン内室8の容積が漸増するとともに、他方の高压接続ポート12に連通する第

2領域Ⅱを通過中のピストン内室8の容積が漸減することになり、このような容積変化にもとづき一方の流出入（低圧）ポート2から作動液を吸込み、他方の流出入（高圧）ポート3から作動液を吐出するポンプ機能が発揮されることになる。

しかし、このポンプ運転時における各ピストン内室8の接続ポート11, 12に対する切換時の様子について着目すると、この運転状態では前記回転駆動機構36が作動して、ポートプロツク26がそのバルブ面13に開口している接続ポート11, 12を一体に連行してこのポンプが吐出する高圧作動液の液圧に比例する角度分だけ回転変位した状態におかれる（この回転角度を第3図に△で示す）。したがつて、各ピストン内室8の接続ポート11, 12相互間の切り替わりのタイミングは回転方向Xに対しこの変位角度分だけ若干遅らせられることになる。しかるに、接続ポート11, 12がこのように回転変位していると、バルブ面13に開口する前記作動液流通路25, 26を介しそのいずれかに連通されるピストン内室8に対し、その高圧接続ポート12、低圧接続ポート11共に中立位置からより遠方で開口端が現われるものとなる。つまり、各ピストン内室8が高圧接続ポート12から低圧接続ポート11に連通状態を移行するときでは、一旦、ランド29で封閉された状態の下にやや容積を増し圧力が下る段階を経て低圧接続ポート11に連通されることになり、逆に低圧接続ポート11から高圧接続ポート12に連通状態を移行するときでは、同じくランド30で封閉された状態の下にやや容積を減じ圧力が上る段階を経て高圧接続ポート12に連通されることになるのである。すなわち、これらは各ピストン室8内部の作動液が接続ポート11, 12間のランド29, 30で一瞬封入されると、作動液の圧縮程度に応じ該圧縮性を利用して積極的にその封入圧を変化させるものであつて、このため接続ポート11, 12のいずれの側への切り替わりにさいしても急激な圧力変化を起さず、滑らかな圧力変化が保証されるものとなる。そして、このように円滑な接続ポート切換が実現されるため、この際の急激な圧力変化が原因となって引き起こされていた振動や騒音の発生を的確に軽減することができるものである。そして、この接続ポート切換機構では、接続ポート11, 12

がポートプロツク26と共に機関の作動圧に比例してその回転変位量を増減するものとなつてゐるから、両接続ポート11, 12間の圧力差に応じて本来のポンプ特性を害することなく常にその急激な圧力変化を緩和するために最適の回転変位量を与えることができるものである。

なお、上記の説明はポンプ使用状態のものについてのものであつたが、モータ使用状態の場合でも同様の効果が得られるものである。すなわち、モータ使用態様では、前記と同様に第3図右側の接続ポート11を低圧ポートに連通し、左側の接続ポート12を高圧ポートに連通して、液圧で前記Xと逆方向に回転軸5を回転駆動するようすれば、ピストン内室8が容積を増減する側がポンプ使用時と逆転され、各ピストン内室8が高圧接続ポート12から低圧接続ポート11に連通状態を移行するときでは、一旦ランド30で封閉された状態の下にやや容積を増し圧力が下る段階を経てから低圧接続ポート11に連通されることになり、逆に低圧接続ポート11から高圧接続ポート12に連通状態を移行するときでは、ランド29で封閉された状態の下にやや容積を減じ圧力が上がる段階を経て高圧接続ポート12に連通されることになるからである。

本考案は、好適には以上のようにして実施されるものであるが、勿論この例に限られるものではなく、次のような種々の変形実施が可能である。まず、前記実施例では容量可変形のものに適用しているが、定容量形のものでも同様に実施可能である。そして、その場合にはシリンドラプロツクの反トルクプレート側に前記傾動盤のような容量可変機構を付設しないで済むから、かかる場合シリンドラプロツクの後端面をリヤカバー1b側のハウジング1内面に摺合させ前記ポートプロツクをその回転駆動機構と共にそちら側ハウジング1内に設けることができる。また、前記実施例では、その回転駆動機構にラツクーピニオン機構を採用しているが、この機構はポートプロツクを機関の高圧作動液の圧力に比例して回転変位するものであれば、その他種々の機構が利用できる。

なお、実施例を斜軸形のものであるが、本考案は斜盤形のアキシャルピストン形ポンプ／モータについても全く同様に適用できるものである。

〔考案の効果〕

本考案は、以上のような構成のものであつて、特にアキシャルピストン形液圧機関に適用すれば、従来作動液の圧縮性に助長されてポートの切換毎に生じていた急激な圧力変化を滑らな変化に改善し、この急激な圧力変化が引き起こしていた振動や騒音の発生を効果的に抑制することが可能である。しかも、このものは接続ポートが開口するバルブ面に他の部品を表出させたり、多数の孔を設けるようなことがないので、このバルブ面に接する部材の摩耗が激しくなるという不具合を招くことがなく、所期の性能を長期に亘って維持することが容易なものとなる。また、ポートプロックの外周にラック歯とピニオン歯とを介して液圧シリンダの駆動力を伝達することによつて該ポートプロックの回転制御を行うようにしているので、構造の複雑化を招くことなしに確実な作動を行わせることができ、振動や騒音の抑制効果を常時安定して發揮させることができる。

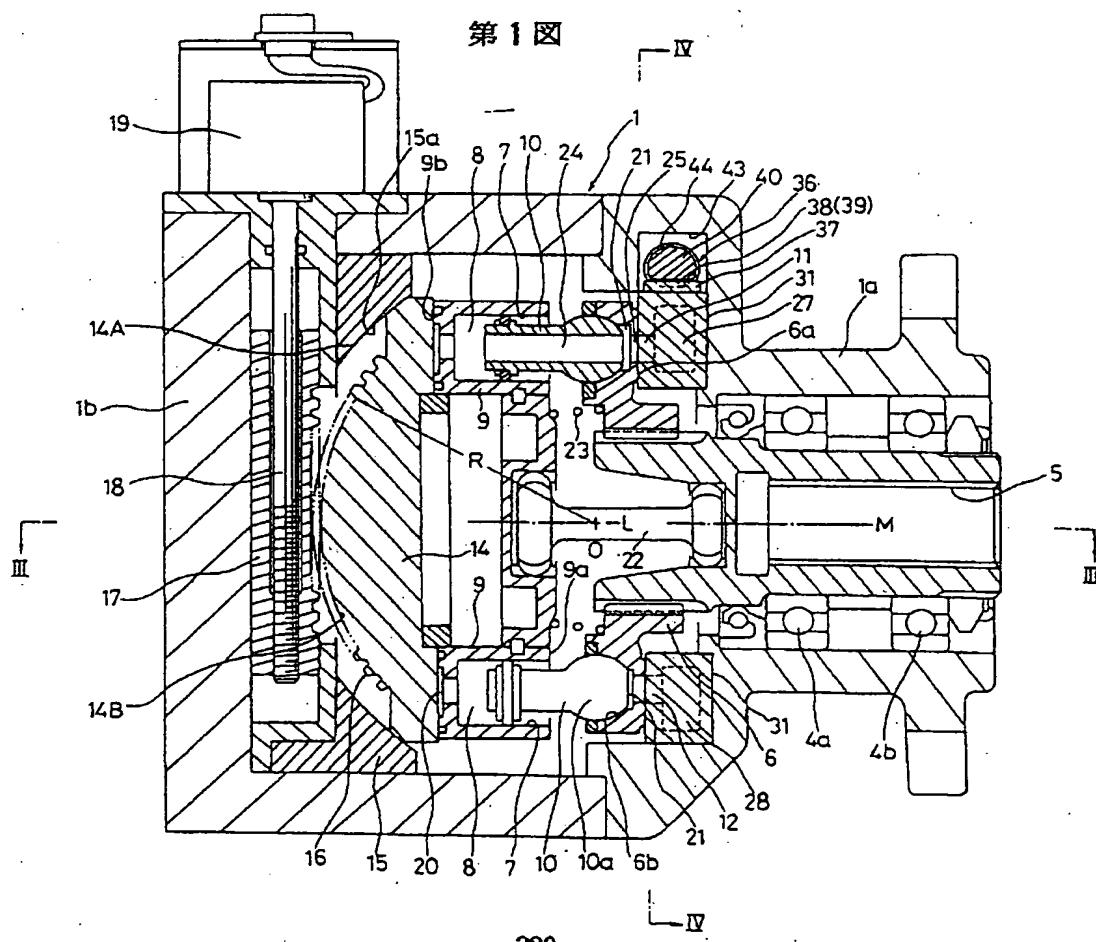
#### 図面の簡単な説明

第1図は本考案の一実施例を示すポンプ／モーターの断面図である。

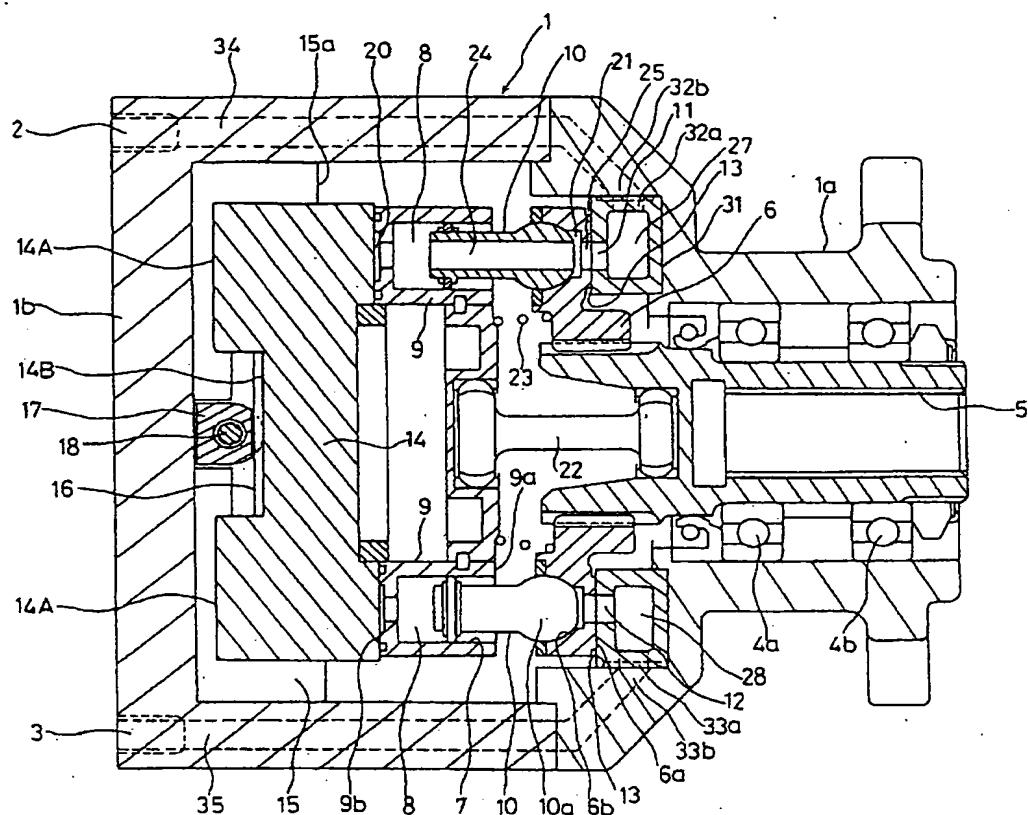
第2図は第1図におけるIII—III線断面図である。第3図は第1図におけるIX—IX線断面図である。第4図及び第5図は、本発明の作用を説明するための作用説明図である。第6図は従来の接続ポート切換機構を示す分解斜視図である。

P……ピストン内室、Q……(低圧)接続ポート、R……ランド、T……(高圧)接続ポート、U……ポートプロック、1……ハウジング(ケーシング)、2……出入(低圧)ポート、3……出入(高圧)ポート、5……回転軸、6……トルクプレート、7……シリングボア、8……ピストン内室、9……シリングプロック、10……ピストン、11……(低圧)接続ポート、12……(高圧)接続ポート、13……バルブ面、24……作動液流通路、26……ポートプロック、29, 30……ランド、36……回転駆動機構、38……ピニオン歯、39……ラック歯、40……ラックスプール、41……液圧シリンダ、42……液圧導入路、45……バネ。

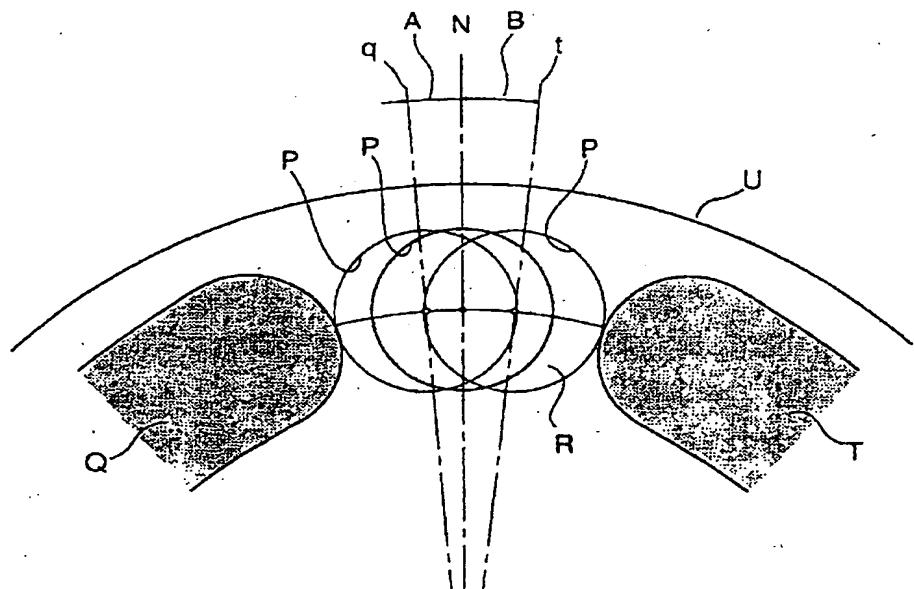
第1図



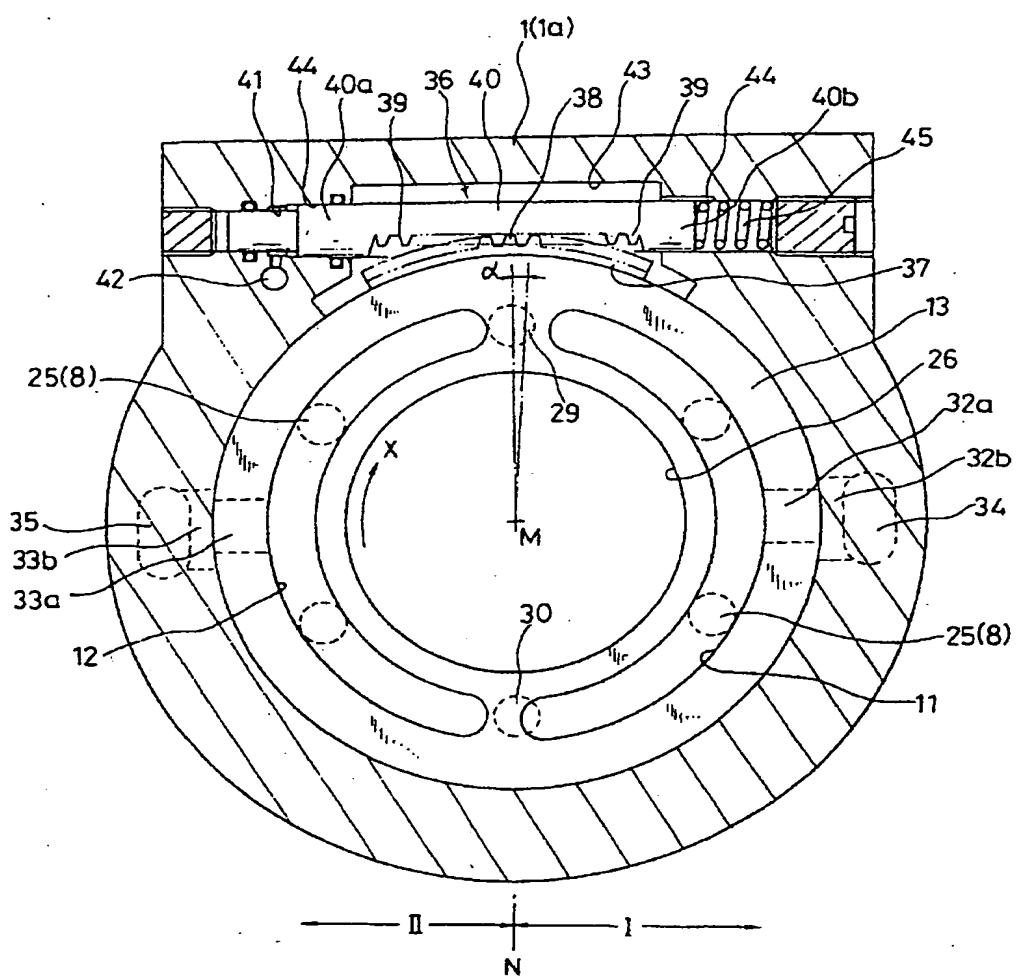
第2図



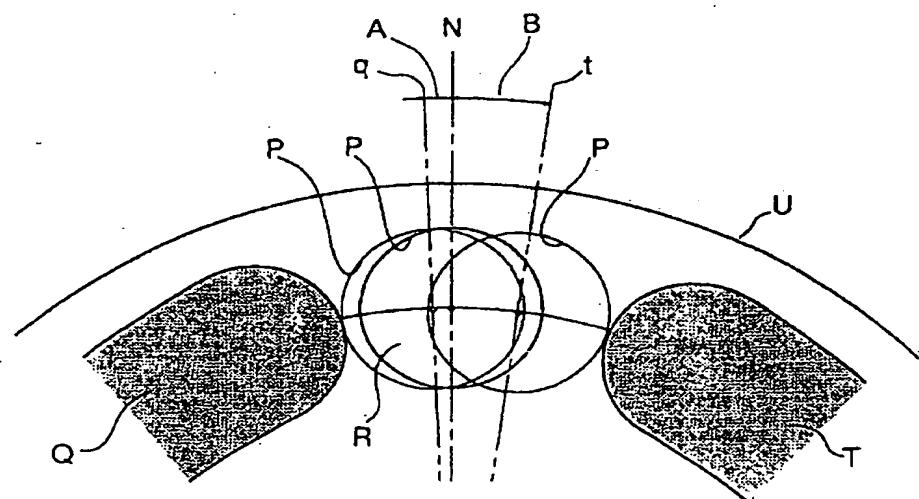
第4図



第3図



第5図



第6図

